

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-147165

(43)公開日 平成 6 年(1994) 5 月27日

(51)Int.Cl.⁵

F 0 4 C 18/356
21/00

識別記号

Z 8311-3H
8311-3H

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全 7 頁)

(21)出願番号 特願平4-305247

(22)出願日 平成 4 年(1992)11月16日

(71)出願人 000002853

ダイキン工業株式会社
大阪府大阪市北区中崎西 2 丁目 4 番12号
梅田センタービル

(72)発明者 増田 正典

大阪府堺市築港新町 3 丁12番地 ダイキン
工業株式会社堺製作所臨海工場内

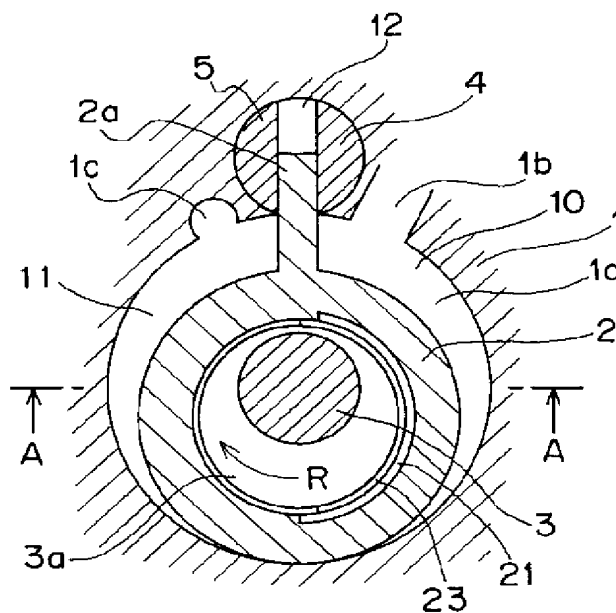
(74)代理人 弁理士 青山 葆 (外 1 名)

(54)【発明の名称】 揺動型ロータリ圧縮機

(57)【要約】

【目的】 摺動抵抗と粘性抵抗を低減して、動力損失を低減できる揺動型ロータリ圧縮機の軸受構造を提供する。

【構成】 ローラ 2 の内周面の吸入室側に溝 21, 22 を設ける。上記ローラ 2 が圧縮行程にある際に、上記ローラ 2 に作用する冷媒ガスの圧力の合力の作用する方向で、かつ上記吸入室側の偏心円板 3 a の外周面に溝 23, 24 を設ける。上記ローラ 2 の内周面の溝 21, 22 は常に吸入側にある。上記偏心円板 3 a の回転にともない偏心円板 3 a の外周面に設けた溝 23, 24 は、上記ローラ 2 が所定圧力以下の冷媒ガスの圧縮を行う圧縮行程にあるときは圧縮室側に移動し、ローラ 2 が所定圧力以上の冷媒ガスの圧縮を行う圧縮行程にあるときは吸入室側に移動する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 シリンダ室(1a)とそのシリンダ室(1a)に開口する穴(12)を有するハウジング(1, 6, 7)と、上記シリンダ室(1a)内に配置されたローラ(2)と、回転軸(3)に偏心して固定され、上記ローラ(2)の内周に回転自在に嵌合された偏心円板(3a)と、上記ローラ(2)に連結されると共に、上記穴(12)に出没自在に嵌合されて、上記シリンダ室(1a)内を吸入室(10)と圧縮室(11)とに区画するブレード(2a)を備えた揺動型ロータリ圧縮機において、

上記ローラ(2)の内周面の吸入室(10)側に溝(21, 22)を設けると共に、上記ローラ(2)が所定圧力以上に冷媒ガスの圧縮を行った圧縮行程にある際に、上記ローラ(2)に作用する冷媒ガスの圧力の合力の作用する方向で、かつ上記吸入室(10)側の上記偏心円板(3a)の外周面に溝(23, 24)を設けたことを特徴とする揺動型ロータリ圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】この発明は、冷暖房用空調機や冷凍機等に使用される揺動型ロータリ圧縮機に関する。

【0002】

【従来の技術】従来、揺動型ロータリ圧縮機としては、図4に示すように、円筒形状のシリンダ室1aとこのシリンダ室1aに開口する断面が円筒形状の穴12とを有するハウジング1と、上記シリンダ室1a内に配置され、半径方向に延びる板状のブレード2aを有する円筒形状のローラ2と、回転軸3に偏心して固定され、上記ローラ2の内周に回転自在に嵌合された偏心円板3aとを備えたものがある。上記円筒形状の穴12内には、断面が半円形状の揺動ブッシュ4, 5を配置し、この揺動ブッシュ4, 5の平面部が上記ローラ2のブレード2aの両側面を摺接するようにしている。上記穴12の右側のハウジング1に、シリンダ室1aに開口する吸入ポート1bを設けている。上記穴12の左側のハウジング1に、シリンダ室1aに開口する吐出ポート1cを設けている。

【0003】図5は図4のB-B線に沿って上記揺動型ロータリ圧縮機を切断した断面図であり、上記ローラ2と偏心円板3aとの両端面はハウジング6, 7で挟まれ、ハウジング6, 7に対して揺動自在に接触している。また、上記偏心円板3aの軸方向の両端に周方向の溝3b, 3cを設けている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上記従来の揺動型ロータリ圧縮機において、上記偏心円板3aの回転により、上記ローラ2が圧縮行程にあるときローラ2の圧縮室11側の外周面が圧縮された冷媒ガスの高い圧力を受ける。したがって、上記圧縮室11側のローラ2

の内周面は偏心円板3aの外周面に押し付けられるが、吸入室10側のローラ2の内周面と偏心円板3aとの間の接触圧力は小さくなり、あるいはそれらの間に隙間が生じることになる。したがって、吸入室10側のローラ2の内周面の幅および偏心円板の幅は、圧縮室11側のそれらの幅よりも、耐面圧の観点からは小さくすることができるとは必ずである。

【0005】しかるに、上記従来の揺動型ロータリ圧縮機では、ローラ2の内周面の幅および偏心円板3aの外周面の幅は全周に渡って同じであるため、ローラ2および偏心円板3aの接触面積が必要以上に大きくなり、摺動抵抗と潤滑油の粘性抵抗による動力損失が大きいという欠点がある。

【0006】そこで、この発明の目的は、冷媒ガスの圧力に耐えることができる上に摺動抵抗と粘性抵抗を低減して、動力損失を低減できる揺動型ロータリ圧縮機を提供することにある。

【0007】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、この発明のロータリ圧縮機は、シリンダ室とそのシリンダ室に開口する穴を有するハウジングと、上記シリンダ室内に配置されたローラと、回転軸に偏心して固定され、上記ローラの内周に回転自在に嵌合された偏心円板と、上記ローラに連結されると共に、上記穴に出没自在に嵌合されて、上記シリンダ室内を吸入室と圧縮室とに区画するブレードを備えた揺動型ロータリ圧縮機において、上記ローラの内周面の吸入室側に溝を設けると共に、上記ローラが所定圧力以上に冷媒ガスの圧縮を行った圧縮行程にある際に、上記ローラに作用する冷媒ガスの圧力の合力の作用する方向で、かつ上記吸入室側の上記偏心円板の外周面に溝を設けたことを特徴としている。

【0008】

【作用】上記構成の揺動型ロータリ圧縮機によれば、上記ローラは、上記シリンダ室内を全半径方向に移動しながら、上記穴に支持されたブレードを中心として揺動運動をしているので、上記ローラの内周面の吸入室側に設けられた溝は常に吸入室側にあって変化することはない。一方、ローラの圧縮室側の内周面は偏心円板に押し付けられているが、ローラの圧縮室側の内周面には溝がないため受圧面積が大きくて面圧が過大になることはない。また、ローラの吸入室側の内周面は偏心円板に押し付けられていないから、溝が有ってもローラ内周面の面圧が過大になることがなく、かつ、摺動面積が小さいから摺動抵抗が小さくなる。さらに溝のために潤滑油の層の厚さが厚くなるため粘性抵抗も小さくなる。上記偏心円板の回転にともない上記偏心円板の外周面に設けられた溝は回転して全方向に向くが、上記偏心円板の溝はローラが所定圧力以上に圧縮室内の冷媒ガスの圧縮を行う圧縮行程にあるときは冷媒ガスの圧力の合力の作用する

3

方向で、かつ吸入室側にある。したがって、圧縮室内の冷媒ガスの圧力が上記所定圧力以上になって、ローラを偏心円板に強く押し付けても、このローラが押し付けられる圧縮室側の偏心円板の外周には溝がなく、かつローラの圧縮室側の内周面にも溝がないので、偏心円板とローラとの圧縮室側の互いに押し付けあう部分の接触面積を大きくして、それらの面圧が小さくなって、焼付等の損傷が生じることはない。一方、このとき、上記偏心円板の吸入室側の内周面に溝があるためローラの吸入室側の内周面に溝があるときと相重なって、ローラおよび偏心円板の吸入室側の互いに摺動する部分の面積が小さくなって、摺動抵抗が小さくなる。上記ローラの内周面の溝と偏心円板の外周面の溝とが互いに対向するときには、両溝の底間の距離が大きくなるから、潤滑油層の厚さが厚くなって粘性抵抗が小さくなる。また、上記ローラ内周の溝と偏心円板の溝とが互いに対向しないときは、互いに摺動する部分の面積が極めて少なくなって摺動抵抗が低減する。

【0009】一方、上記所定圧力以上に冷媒ガスを圧縮していない場合には、例えば偏心円板の外周面の溝は圧縮室側に位置するが、このとき、冷媒ガスの圧力は極く小さいので偏心円板の圧縮室側の外周面の面圧が過大になることはない。つまり、圧縮された冷媒ガスの圧力の合力は偏心円板の溝のない外周面で受けるから、焼付等を防止でき、かつ偏心円板の溝の有る外周面は、ローラから力を受けない位置に有るから摺動抵抗・粘性抵抗を低減して、動力損失を低減することができる。

【0010】

【実施例】以下、この発明の揺動型ロータリ圧縮機を実施例により詳細に説明する。

【0011】図1はこの発明の実施例の揺動型ロータリ圧縮機の断面図を示しており、図2は図1のA-A線断面図である。1はシリンダ室1aとこのシリンダ室1a内に開口する断面が円筒形状の穴12を有するハウジング、2は半径方向に延びる板状のブレード2aを有し、上記シリンダ室1a内に配置された円筒形状のローラ、3は上記ローラ2の内周に回転自在に嵌合された偏心円板3aが固定された回転軸、4、5は上記穴12内に配置され、平面部が上記ローラ2のブレード2aの両側面に摺接する断面が半円形状の揺動ブッシュである。上記揺動ブッシュ4、5は、上記穴12内でブレード2aの動きに合わせて所定の角度範囲内で回転するとともに、ブレード2aを出没自在に支持する。したがって、上記ローラ2は揺動ブッシュ4、5つまりブレード2aを中心として、揺動すると共に、シリンダ室1aの内周に摺接して全半径方向に移動する。また、上記穴12の右側のハウジング1に、シリンダ室1aに開口する吸入ポート1bを設け、上記穴12の左側のハウジング1に、シリンダ室1aに開口する吐出ポート1cを設けている。

【0012】図2に示すように、上記ローラ2と偏心円

4

板3aとの両端面はハウジング6、7で挟まれ、ハウジング6、7に対して摺動自在に接触している。また、上記偏心円板3aの軸方向の両端に周方向の溝3b、3cを設けている。図1、2に示すように、上記ハウジング1の内周の図1における最下点に上記ローラ2の外周の最下点が位置するとき、つまり、ブレード2aが穴5から最も突出して、ブレード2aの右側の吸入室10とブレード2aの左側の圧縮室11とを形成しているとき、上記ローラ2の内周面の右側略半分の領域かつ軸方向の両端に周方向の溝21、22を設けている。また、上記偏心円板3aの外周面の図1における右側略半分の領域かつ軸方向の両端に周方向の溝23、24を設け、この溝23、24とローラの溝21、22とが互いに対向するようにしている。そのため、上記ローラ2の溝21、22に挟まれた内周面2bと、偏心円板3aの溝23、24に挟まれた外周面3bとが互いに対向する。

【0013】また、上記回転軸3の一端は図示しないモータに連結して、図1において矢印Rの方向に回転軸3を回転させて、上記回転軸3に固定された偏心円板3aをローラ2の内側で偏心回転運動させて、ローラ2がシリンダ室1aの内周面に接しながら揺動するようにしている。

【0014】上記ローラ2は、回転軸3つまり偏心円板3aの回転に応じて次のように動作する。

【0015】図3(a)に示すように、上記ローラ2のブレード2aの上端面が穴12内に最も没入し、上記ハウジング1とローラ2に挟まれた空間に冷媒ガスが充填しているとす。このとき、上記ローラ2の内周面の溝21と図示しない溝22は右側半分にあり、ローラ2の内周面2bは偏心円板3aに押し付けられていないから、ローラ2の内周面2bの面圧が過大になることがなく、摺動面積が小さいので摺動抵抗が小さくなる。さらに上記溝21と図示しない溝22のために潤滑油の層の厚さが厚くなるため粘性抵抗も小さくなる。また、上記偏心円板3aの外周面の溝23と図示しない溝24は左側半分にあり、冷媒ガスを所定圧力以上に圧縮していないので、冷媒ガスの圧力の合力は極めて小さく、上記偏心円板3aの外周面3bの面圧が過大になることはなく、摺動面積が小さいから摺動抵抗が小さくなる。さらに上記溝22と図示しない溝24のために潤滑油の層の厚さが厚くなるため粘性抵抗も小さくなる。

【0016】図3(b)に示すように、図3(a)から矢印Rの方向に上記回転軸3を60度回転すると、上記ローラ2はハウジング1の内周の右斜め上側に移動する。このローラ2の動きに合わせて、上記ブレード2aの上端面は穴12内を図3(a)の位置より下がる。このとき、上記ローラ2の内周面の溝21と図示しない溝22は吸入室10側にあり、ローラ2の内周面2bは偏心円板3aに押し付けられていないから、ローラ2の内周面2bの面圧が過大になることがなく、摺動面積が小

50

5

さいので摺動抵抗が小さくなる。さらに上記溝21と図示しない溝22のために潤滑油の層の厚さが厚くなるため粘性抵抗も小さくなる。また、上記偏心円板3aの外周面の溝23と図示しない溝24は、回転軸3の回転にともなって図3(a)の位置より矢印Rの方向に60度回転する。このとき、冷媒ガスを所定圧力以上に圧縮していないので、冷媒ガスの圧力の合力Fbは極めて小さく、上記偏心円板3aの外周面3bの面圧が過大になることはなく、摺動面積が小さいから摺動抵抗が小さくなる。さらに上記溝22と図示しない溝24のために潤滑油の層の厚さが厚くなるため粘性抵抗も小さくなる。また、上記ローラ2の内周面の溝21と図示しない溝22と、偏心円板3aの外周面の溝23と図示しない溝24とは、略50度の範囲で吸入室10側で互いに対向し、溝21と23との底間の距離と、溝22と24との底間の距離とが大きくなるから潤滑油層の厚さが厚くなって粘性抵抗がさらに小さくなる。そして、上記ガス圧力の合力Fbによりローラ2が押し付けられる圧縮室11側の偏心円板3aの外周面には溝23、24がなく、かつローラ2の圧縮室11側の内周面にも溝21、22がないので、偏心円板3aとローラ2との圧縮室11側の互いに押し付けあう部分の接触面積を大きくして、それらの面圧を小さくしている。上記吸入ポート1bから吸入室10に冷媒ガスを吸い込む一方、図3(a)でハウジング1とローラ2に挟まれていた空間は、上記圧縮室11になり冷媒ガスを圧縮する。

【0017】図3(c)に示すように、図3(a)から矢印Rの方向に上記回転軸3が120度回転すると、上記ローラ2はハウジング1の内周の右斜め下側に移動する。このローラ2の動きに合わせて、上記ブレード2aの上端面は穴12内を図3(b)の位置より下がる。このとき、上記ローラ2の内周面の溝21と図示しない溝22は吸入室10側にあり、ローラ2の内周面2bは偏心円板3aに押し付けられていないから、ローラ2の内周面2bの面圧が過大になることがなく、摺動面積が小さいので摺動抵抗が小さくなる。さらに上記溝21と図示しない溝22のために潤滑油の層の厚さが厚くなるため粘性抵抗も小さい。また、上記偏心円板3aの外周面の溝23と図示しない溝24は、回転軸3の回転にともなって圧縮室11側の位置より矢印Rの方向に120度回転する。上記偏心円板3aの外周面3bはローラ2に押し付けられていないから、偏心円板3aの外周面3bの面圧が過大になることはなく、摺動面積が小さいから摺動抵抗が小さくなる。さらに上記溝22と図示しない溝24のために潤滑油の層の厚さが厚くなるため粘性抵抗も小さくなる。また、上記ローラ2の内周面の溝21と図示しない溝22と、偏心円板3aの外周面の溝23と図示しない溝24とは、略110度の範囲で互いに対向し、溝21と23との底間の距離と、溝22と24との底間の距離とが大きくなるから、潤滑油層の厚さが厚

6

くなって粘性抵抗がさらに小さくなる。このとき、冷媒ガスを所定圧力以上に圧縮していないので、冷媒ガスの圧力の合力はFcと小さく、上記ローラ2の外周面の圧縮室11側はガス圧力の合力Fcを受ける。上記ガス圧力の合力Fcによりローラ2が押し付けられる圧縮室11側の偏心円板3aの外周面には溝23、24がなく、かつローラ2の圧縮室11側の内周面にも溝21、22がないので、偏心円板3aとローラ2との圧縮室11側の互いに押し付けあう部分の接触面積を大きくして、それらの面圧を小さくしている。上記吸入ポート1bから吸入室10に冷媒ガスを吸い込む一方、図3(a)でハウジング1とローラ2に挟まれた空間は、上記圧縮室11へと変化し、容積が徐々に小さくなり、圧縮室11は冷媒ガスを圧縮する。

【0018】図3(d)に示すように、図3(a)から矢印Rの方向に上記回転軸3が180度回転すると、上記ローラ2はハウジング1の内周の最下点に移動する。このローラ2の動きに合わせて、上記ブレード2aの上端面は穴12内を図3(c)の位置よりさらに下がり、最下点に位置する。このとき、上記ローラ2の内周面の溝21と図示しない溝22は吸入室10側にあり、ローラ2の内周面2bは偏心円板3aに押し付けられていないから、ローラ2の内周面2bの面圧が過大になることがなく、摺動面積が小さいので摺動抵抗が小さくなる。さらに上記溝21と図示しない溝22のために潤滑油の層の厚さが厚くなるため粘性抵抗も小さい。また、上記偏心円板3aの外周面の溝23と図示しない溝24は吸入室10側にあり、偏心円板3aの外周面3bはローラ2に押し付けられていないから、偏心円板3aの外周面3bの面圧が過大になることがなく、摺動面積が小さいから摺動抵抗が小さくなる。さらに上記溝23と図示しない溝24のために潤滑油の層の厚さが厚くなるため粘性抵抗も小さい。また、上記ローラ2の内周面の溝21と図示しない溝22と、偏心円板3aの外周面の溝23と図示しない溝24とは、吸入室10側で互いに対向し、溝21と23との底間の距離と、溝22と24との底間の距離とが大きくなるから、潤滑油層の厚さが厚くなって粘性抵抗が小さくなる。このとき、冷媒ガスを所定圧力以上に圧縮しているため、冷媒ガスの圧力の合力はFdと大きくなり、上記ローラ2の外周面の圧縮室11側はガス圧力の合力Fdを受ける。上記ガス圧力の合力Fdによりローラ2が押し付けられる圧縮室11側の偏心円板3aの外周面には溝23、24がなく、かつローラ2の圧縮室11側の内周面にも溝21、22がないので、偏心円板3aとローラ2との圧縮室11側の互いに押し付けあう部分の接触面積を大きくして、それらの面圧が小さくしている。上記吸入室10の容積は図3(c)より大きくなり、上記吸入ポート1bから吸入する冷媒ガスが増える一方、上記圧縮室11の容積は図3(a)でハウジング1とローラ2に挟まれていた空間の

容積の半分になり、圧縮室11は冷媒ガスを圧縮する。
 【0019】図3(e)に示すように、図3(a)から矢印Rの方向に上記回転軸3が240度回転すると、上記ローラ2はハウジング1の内周の左斜め下側に移動する。このローラ2の動きに合わせて、上記ブレード2aの上端面は穴12内を図3(d)の位置より上がる。このとき、上記ローラ2の内周面の溝21と図示しない溝22は吸入室10側にあり、ローラ2の内周面2bは偏心円板3aに押し付けられていないから、ローラ2の内周面2bの面圧が過大になることがなく、摺動面積が小さいので摺動抵抗が小さくなる。さらに上記溝21と図示しない溝22のために潤滑油の層の厚さが厚くなるため粘性抵抗も小さい。また、上記偏心円板3aの外周面の溝23と図示しない溝24は、回転軸3の回転にともなって図3(a)の位置より矢印Rの方向に240度回転する。上記偏心円板3aの外周面3bはローラ2に押し付けられていないから、偏心円板3aの外周面3bの面圧が過大になることはなく、摺動面積が小さいから摺動抵抗が小さくなる。さらに上記溝22と図示しない溝24のために潤滑油の層の厚さが厚くなって粘性抵抗も小さくなる。また、ローラ2の内周面の溝21と図示しない溝22と偏心円板3aの外周面の溝23と図示しない溝24は、略120度の範囲で互いに対向し、溝21と23との底間の距離と、溝22と24との底間の距離とが大きくなるから、潤滑油層の厚さが厚くなって粘性抵抗がさらに小さくなる。このとき、冷媒ガスを所定圧力以上に圧縮しているため、冷媒ガスの圧力の合力はF_eと大きくなる。上記ガス圧力の合力F_eによりローラ2が押し付けられる圧縮室11側の偏心円板3aの外周面には溝23、24がなく、かつローラの圧縮室11側の内周面にも溝21、22がないので、偏心円板3aとローラ2との圧縮室11側の互いに押し付けあう部分の接触面積を大きくして、それらの面圧を小さくしている。上記吸入室10の容積は図3(d)より大きくなり、上記吸入ポート1bから吸入する冷媒ガスが増える一方、上記圧縮室11の容積は図3(d)よりさらに小さくなり、圧縮室11は冷媒ガスを圧縮する。そして、図示しない弁が開き、上記吐出ポート1cから圧縮した冷媒ガスを吐き出す。

【0020】図3(f)に示すように、図3(a)から矢印Rの方向に上記回転軸3が300度回転すると、上記ローラ2はハウジング1の内周の左斜め上側に移動する。このローラ2の動きに合わせて、上記ブレード2aの上端面は穴12内を図3(e)の位置より上がる。このとき、上記ローラ2の内周面の溝21と図示しない溝22は吸入室10側にあり、ローラ2の内周面2bは偏心円板3aに押し付けられていないから、ローラ2の内周面2bの面圧が過大になることがなく、摺動面積が小さいので摺動抵抗が小さくなる。さらに上記溝21と図示しない溝22のために潤滑油の層の厚さが厚くなるた

め粘性抵抗も小さい。また、上記偏心円板3aの外周面の溝23と図示しない溝24は、回転軸3の回転にともなって図3(a)の位置より矢印Rの方向に300度回転する。上記偏心円板3aの外周面3bはローラ2に押し付けられていないから、偏心円板3aの外周面3bの面圧が過大になることはなく、摺動面積が小さいから摺動抵抗が小さくなる。さらに上記溝22と図示しない溝24のために潤滑油の層の厚さが厚くなるため粘性抵抗も小さくなる。また、上記ローラ2の内周面の溝21と図示しない溝22と偏心円板3aの外周面の溝23と図示しない溝24は、略60度の範囲で互いに対向し、溝21と23との底間の距離と、溝22と24との底間の距離とが大きくなるから、潤滑油層の厚さが厚くなって粘性抵抗がさらに小さくなる。このとき、冷媒ガスを所定圧力以上に圧縮しているため、冷媒ガスの圧力の合力はF_fと大きくなる。上記ガス圧力の合力F_fによりローラ2が押し付けられる圧縮室11側の偏心円板3aの外周面には溝23、24がなく、かつローラの圧縮室11側の内周面にも溝21、22がないので、偏心円板3aとローラ2との圧縮室11側の互いに押し付けあう部分の接触面積を大きくして、それらの面圧を小さくしている。上記吸入室10の容積は図3(e)より大きくなり、上記吸入ポート1bから吸入する冷媒ガスが増える一方、上記圧縮室11の容積は図3(e)よりさらに小さくなり、圧縮室11は冷媒ガスを圧縮する。そして、図示しない弁が開き、上記吐出ポート1cから圧縮した冷媒ガスを吐き出す。

【0021】このようにして、再び図3(a)に戻り、図3(a)～図3(f)の一つのサイクルは終わる。上記図3(a)では、吸入ポート1bと吐出ポート1cがシリンダ室1aを介して連通するが、この吐出ポート1cは図示しない弁で閉じているので、上記冷媒ガスが吐出ポート1cからシリンダ室1a内に逆戻りすることはない。このように、上記図3(a)～図3(f)のサイクルを繰り返すことにより、この揺動型ロータリ圧縮機は、上記ハウジング1の吸入室10に吸入ポート1bより冷媒ガスを吸入し、上記ハウジング1の圧縮室11により冷媒ガスを圧縮し、上記吐出ポート1cより冷媒ガスを吐出する動作を行う。

【0022】上記実施例では、上記ローラ2の内周面に設けた溝21、22と偏心円板3aの外周面に溝23、24の周方向の長さは、回転角にして略180度としたが、上記のものに限定されないのは勿論である。例えば、上記ローラ2の内周面に設けた溝21、22と偏心円板3aの外周面に設けた溝23、24の周方向の長さを夫々略150度にしてもよい。

【0023】また、上記実施例では、上記ローラ2の内周面に軸方向の両端に溝21、22を設け、上記偏心円板3aの外周面に軸方向の両端に溝23、24を設け、溝21、23と溝22、24の2組の溝が互いに対向す

るようにしたが、上記ロータ2の内周面と偏心円板3aの外周面との軸方向の中央に1組の溝を設けたものでもよい。

【0024】また、上記実施例では、上記ロータ2とブレード2aが一体形状で、上記ブレード2aによりシリンダ室1aを吸入室10と圧縮室11とに区画したが、ブレードがロータとは一体でなくブレードの先端がロータの外周に設けられたU字形の溝に摺動自在に嵌合されたものでもよい。

【0025】

【発明の効果】以上より明らかなように、この発明の揺動型ロータリ圧縮機は、ロータの内周面の吸入室側に溝を設けると共に、上記ロータが所定圧力以上に冷媒ガスの圧縮を行った圧縮行程にある際に、上記ロータに作用する冷媒ガスの合力の作用する方向で、かつ上記吸入室側の上記偏心円板の外周面に溝を設けたものである。したがって、この発明によれば、冷媒ガスの圧縮が所定圧力以上でないとき、上記ロータの内周面に設けられた溝は吸入室側にあり、上記偏心円板の外周面に設けられた溝は圧縮室側にあるので、上記吸入室側のロータの内周面の幅と圧縮室側の偏心円板の外周面の幅は、ロータの内周面と偏心円板の外周面に溝がないロータリ圧縮機より小さくなる。また、冷媒ガスの圧縮が所定圧力以上のとき、上記ロータの内周面に設けられた溝は吸入室側にあり、上記偏心円板の外周面に設けられた溝は吸入室側にあるので、圧縮された冷媒ガスの圧力の合力を受けて接触圧力が大きくなる圧縮室側のロータの内周面と偏心円板の外周面との接触面は、溝のない所定の幅となるので、上記接触圧力に耐えることができる。一方、接触圧力が逆に小さくなる吸入室側のロータの内周面の幅と偏心円板の外周面の幅は、上記各溝により小さくなる。こ

のように、上記圧縮室内の冷媒ガスの圧力が上記所定圧力以上になって、ロータを偏心円板に強く押し付けても、このロータが押し付けられる圧縮室側の偏心円板の外周面には溝がなく、かつロータの圧縮室側の内周面にも溝がないので、偏心円板とロータとの圧縮室側の互いに押し付けあう部分の接触面積を大きくして、それらの面圧が小さくなって、焼付等の損傷が生じることはない。一方、上記偏心円板の吸入室側の内周面に溝があるため、ロータの吸入室側の内周面に溝があることと相俟って、ロータおよび偏心円板の吸入室側の互いに摺動する部分の面積が小さくなって、摺動抵抗が小さくなる。上記ロータの内周面の溝と偏心円板の外周面の溝とが互いに対向するときには、両溝の底間の距離が大きくなるから潤滑油層の厚さが厚くなって粘性抵抗が小さくなる。したがって、摺動抵抗と潤滑油の粘性抵抗を低減でき、従来の揺動型ロータリ圧縮機に比して動力損失を大幅に低減することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 図1はこの発明の一実施例の揺動型ロータリ圧縮機の断面図である。

【図2】 図2は図1のA-A線断面図である。

【図3】 図3の(a)、(b)、(c)、(d)、(e)、(f)は夫々、上記揺動型ロータリ圧縮機の各回転位置の状態を示した断面図である。

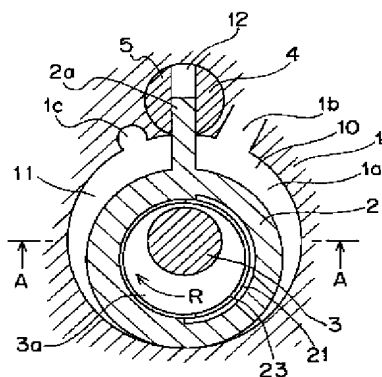
【図4】 図4は従来のロータリ圧縮機の断面図である。

【図5】 図5は図4のB-B線断面図である。

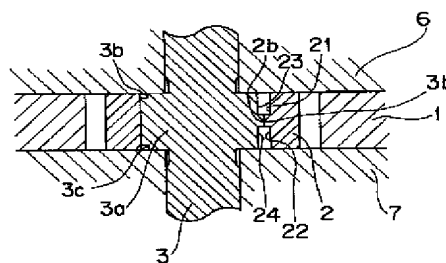
【符号の説明】

1…ハウジング、1a…シリンダ室、2…ロータ、3…回転軸、3a…偏心円板、4、5…揺動ブッシュ、10…吸入室、11…圧縮室、12…穴。

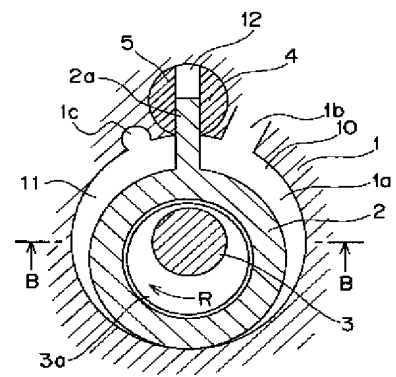
【図1】



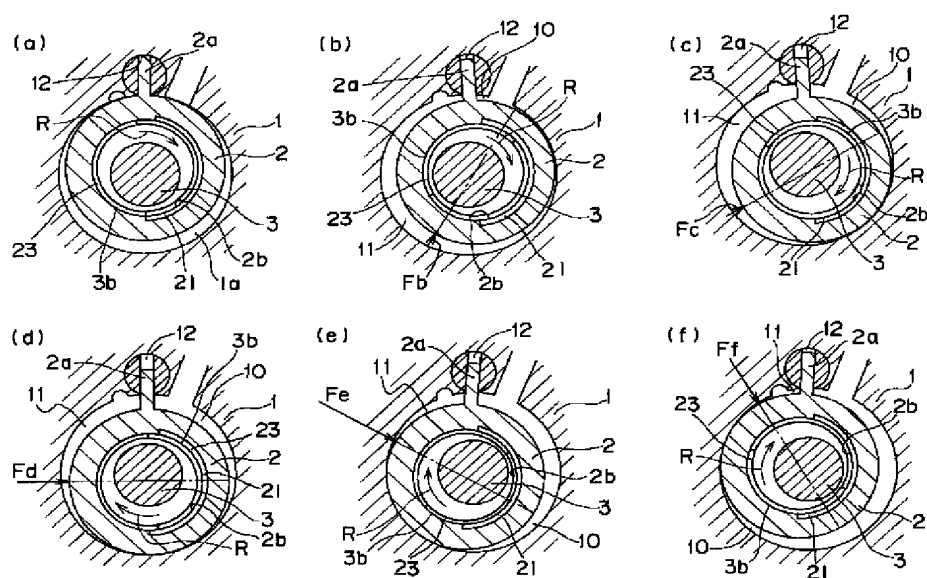
【図2】



【図4】



【図3】



【図5】

